

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 56-097661

(43)Date of publication of application : 06.08.1981

(51)Int.Cl.

F16H 37/02

(21)Application number : 54-171885

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 28.12.1979

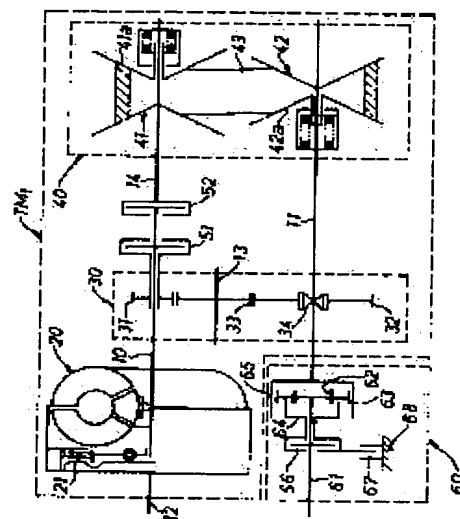
(72)Inventor : OKAWA SUSUMU

(54) AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide an automatic transmission which has a compact constitution and can obtain a wide range of continuous transmission ratios by providing power connecting and disconnecting means in two step manners.

CONSTITUTION: An input shaft 10 and an output shaft 11 of an automatic transmission TM1 are transmittably coupled through the first power transmission system with a reduction gear train 30 as the main constituent or the second power transmission system with a stepless speed change gear 40 as the main constituent, and the maximum reduction ratio of the stepless speed change gear 40 and the reduction ratio of the reduction gear train 30 are made to agree with each other. Then driver operates a shift lever (not shown) into N, I, D and R positions (not shown) to work the automatic transmission TM1. With the shift lever operated into the 1 and R positions, the torque T of a crank shaft 12 is developed to a high torque, between 4T and 2T, by a torque converter 20 and the reduction gear train 30 and transmitted to the output shaft 11 and then through a planet gears 60 and the final reduction gear to the front axle. Accordingly, excellent properties of starting, climbing and reversing can be obtained.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

1

2

3

4

5

6

7

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公告

⑫ 特 許 公 報 (B 2)

昭63-14228

⑬ Int. Cl.⁴

F 16 H 37/02

識別記号

庁内整理番号

D-7617-3J

⑭ 公告 昭和63年(1988)3月30日

発明の数 1 (全7頁)

⑮ 発明の名称 自動変速機

⑯ 特 願 昭54-171885

⑰ 公 開 昭56-97661

⑱ 出 願 昭54(1979)12月28日

⑲ 昭56(1981)8月6日

⑳ 発 明 者 大 川 進 静岡県沼津市高砂町13番地の10

㉑ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

㉒ 代 理 人 弁理士 長谷 照一

審 査 官 糸 山 文 夫

㉓ 参 考 文 献 実開 昭52-114182 (JP, U)

【特許請求の範囲】

1 入出力トルク比を入出力速度比に応じて1を越える設定値から1の間で順次変化させるコンバータレンジと、入出力トルク比を1で略一定に保持するカップリングレンジを、変換点を境として連続的に有するトルクコンバータ、

このトルクコンバータが組付けられる入力軸に動力伝達可能に接続される入力歯車と、出力軸に動力伝達可能に接続される出力歯車を備えて、前記入力軸と出力軸を動力伝達可能に接続する減速歯車列、

この減速歯車列を含み前記入力軸から出力軸に至る第1動力伝達系中に設けられて、前記トルクコンバータのコンバータレンジにおいて動力伝達可能状態とされ、前記トルクコンバータのカップリングレンジにおいて動力伝達不能状態とされる第1動力断続手段、

前記減速歯車列と並列的に設けられ、前記入力軸に動力伝達可能に接続される可変ピッチ型駆動プーリと、この駆動プーリに無端ベルト又はチェーンを介して連結されかつ前記出力軸に動力伝達可能に接続される可変ピッチ型従動プーリを備えて、前記入力軸と出力軸を前記減速歯車列によつて得られる減速比より小さい値で設定範囲内の減速比にて動力伝達可能に接続する無段変速装置、

この無段変速装置を含み前記入力軸から出力軸に至る第2動力伝達系中に設けられて、前記トルクコンバータのコンバータレンジにおいて動力伝

達不能状態とされ、前記トルクコンバータのカップリングレンジにおいて動力伝達可能状態とされる第2動力断続手段、

を具備し、前記無段変速装置の最大減速比と前記減速歯車列の減速比を一致させてなる自動変速機。

【発明の詳細な説明】

本発明は、自動変速機に係り、特に、自動車等車両用の変速機として採用するに適した自動変速機に関する。

本発明の目的は、広範囲の連続した変速比を得ることのできるコンパクトな自動変速機を提供することにある。

以下に、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。第1図は本発明の第1実施例を示して、本発明による自動変速機TM₁をフロントエンジン・フロントドライブ型式の自動車用変速機として使用した例を概略的に示している。自動変速機TM₁は、互いに平行な入力軸10と出力軸11を備えていて、入力軸10の右端にはトルクコンバータ20が組付けられ、このトルクコンバータ20のポンプ軸にはエンジンのクランク軸12が連結されている。

トルクコンバータ20は、ロックアップクラッチ21を備えた公知の3要素1段2相型のものであり、ロックアップクラッチ21の非作動時において、第2図にて示した特性を有している。すなわち、このトルクコンバータ20においては、ロ

ツクアツブクラツチ21の非作動時において、速

度比 $e = \left(\frac{\text{入力軸10の回転数}}{\text{クラック軸12の回転数}} \right)$ とトルク比 t

$\left(\frac{\text{入力軸10のトルク}}{\text{クラック軸12のトルク}} \right)$ の関係が特性線Iの

ごとく変化し、また速度比 e と効率 η

$\left(\frac{\text{入力軸10に出力される馬力}}{\text{クラック軸12から入力される馬力}} \times 100 \right)$ の

関係が特性線IIのごとく変化し、両特性線I、IIの変換点Pに至る間のコンバートレンジAにおいてはトルク比 t が2から1へと順次変化し、また変換点P後のカツプリングレンジBにおいてはトルク比 t が1で略一定である。なお、ロツクアツブクラツチ21は変速比 e が略1である場合にのみ作動状態とされるように構成されている。

しかして、本実施例においては、自動変速機 TM_1 において入力軸10と出力軸11が減速歯車列30を主体とする第1動力伝達系又は無段変速装置40を主体とする第2動力伝達系により動力伝達可能に連結される構成となつている。

減速歯車列30は、入力軸10上に回転自在に組付けられ第1油圧クラツチ51により入力軸10に動力伝達可能に接続される小径の入力歯車31と、出力軸11に出力軸11への動力伝達を可能とするワンウェイクラツチ34を介して組付けた大径の出力歯車32と、中間軸13に一体的に設けられ両歯車31、32と常時噛合する中間歯車33からなる。この減速歯車列30においては、減速比 TD_{30} ($TD_{30} = r_{32}/r_{31}$ 、但し、 r_{31} :入力歯車31の半径、 r_{32} :出力歯車32の半径)が無段変速装置40の最大減速比(後述する回転速度比 e^* が $e^* = e^*_{min} = 1/2$ である場合に相当する)に一致させて2に設定されている。

無段変速装置40は、減速歯車列30に対して並列的に設けられていて、入力軸10と同軸的に配設され第2油圧クラツチ52により入力軸10に動力伝達可能に接続される副軸14上にトルク伝達可能に設けた可変ピツチ型駆動プーリ41と、出力軸11上にトルク伝達可能に設けた可変ピツチ型従動プーリ42と、これら両プーリ41、42間に張設した無端Vベルト(チエーンが採用されることもある)43と、両プーリ41、42の両可動シブ41a、42a(副軸14、出力軸11にスプライン結合されている)を軸方

向へ移動して両プーリ41、42の有効径を当該車両の運転状態に応じて変化させる制御機構(図示せず)からなる。この無段変速装置40においては、両プーリ41、42の有効径を変化させることによつて、副軸14の回転速度 ω_{14} と出力軸11の回転速度 ω_{11} との比 e^* ($e^* = \omega_{11}/\omega_{14}$)を所定範囲内にて連続的に変化させ得る。上記した回転速度比 e^* の範囲は、両プーリ41、42の有効径変化量によつて決まるものであり、適宜に設定し得るものであるが、本実施例においては、 $e^* = 1/2 \sim 2$ (減速比にすれば、 $2 \sim 0.5$)と設定して無段変速装置40を小型なものとし、当該自動変速機 TM_1 の小型化を計つている。

また、本実施例においては、自動変速機 TM_1 の出力軸11に前進・後退切換用遊星歯車装置60が連結されていて、この遊星歯車装置60のサンギヤ軸61が終減速機(図示せず)を介してフロントアクスル(図示せず)に接続されている。遊星歯車装置60は、サンギヤ軸61上に一体的に設けたサンギヤ62と、サンギヤ軸61上に回転自在に組付けられてプラネタリギヤ63を回転自在に支承するキヤリヤ64と、出力軸11の左端にトルク伝達可能に連結したリングギヤ65とを備えており、キヤリヤ64は第3油圧クラツチ66の作動によりサンギヤ軸61に連結され、また油圧ブレーキ67の作動により固定部材68に連結される。この遊星歯車装置60においては、サンギヤ62の歯数 z_{62} とリングギヤ65の歯数 z_{65} との比 ρ_{60} ($\rho_{60} = z_{62}/z_{65}$)が3/4に設定されている。したがつて、この遊星歯車装置60において、油圧クラツチ66が作動すると、サンギヤ軸61が出力軸11と同一方向に同一速度にて回転し、また油圧ブレーキ67が作動すると、サンギヤ軸61が出力軸11に対して反対方向に4/3倍の速度にて回転する。

ところで、本実施例においては、運転者がシフトレバー(図示せず)をN位置、I位置、D位置、R位置へ操作することによつて、油圧クラツチ51、52、66、油圧ブレーキ67の作動、及び無段変速装置30における制御機構の作動が制御される構成となつている。すなわち、シフトレバーがN位置に操作されている場合には、油圧クラツチ51、52、66及び油圧ブレーキ67が全て非作動状態とされ、また無段変速装置40

における制御機構の作動が無効とされて $e^*=e^*_{\min}=1/2$ とされている。またシフトレバーがI位置に操作されている場合には、トルクコンバータ20の全てのレンジにおいて、油圧クラッチ51、66が作動状態とされる一方、第2油圧クラッチ52及び油圧ブレーキ67が非作動状態とされ、また無段変速装置40がN位置におけるのと同様に $e^*=e^*_{\min}=1/2$ とされている。更に、シフトレバーがD位置に操作されている場合には、トルクコンバータ20のコンバータレンジAにおいて、I位置におけるのと同様に、油圧クラッチ51、66が作動状態とされる一方、第2油圧クラッチ52及び油圧ブレーキ67が非作動状態とされ、また無段変速装置40が $e^*=e^*_{\min}=1/2$ とされ、トルクコンバータ20のカツプリングレンジBにおいて、油圧クラッチ52、66が作動状態とされる一方、第1油圧クラッチ51及び油圧ブレーキ67が非作動状態とされ、また無段変速装置40における制御機構の作動が有効とされて e^* が $1/2 \sim 2$ の範囲内にて当該車両の運転状態に応じて変化される。更にまた、シフトレバーがR位置に操作されている場合には、トルクコンバータ20の全てのレンジにおいて、第1油圧クラッチ51及び油圧ブレーキ67が作動状態とされる一方、油圧クラッチ52、66が非作動状態とされ、また無段変速装置40が $e^*=e^*_{\min}=1/2$ とされている。

このように構成した本実施例においては、運転者がシフトレバーをN位置、I位置、D位置、R位置に操作すると、次のように作動する。

シフトレバーをN位置に操作しておれば、油圧クラッチ51、52、66及び油圧ブレーキ67は全て非作動状態とされ、また無段変速装置40は $e^*=e^*_{\min}=1/2$ とされている。このため、このときには、クランク軸12の回転はトルクコンバータ20を介して入力軸10に伝わるのみで、出力軸11には伝わらない。

また、当該車両を低速・登坂走行すべく上記N位置にあるシフトレバーをI位置に操作すると、油圧クラッチ51、66が作動状態とされ、クランク軸12のトルクTがトルクコンバータ20により2倍のトルク $2T$ とされて入力軸10に伝わり、これが減速歯車列30により更に2倍のトルク $4T$ とされて出力軸11に伝わり、更にこれが

遊星歯車装置60及び終減速機を介してフロントアクスルに伝わって、当該車両は発進する。しかし、この場合には、トルクコンバータ20の全てのレンジにおいて油圧クラッチ51、66が作動状態とされていて、トルクコンバータ20において変速比 e がゼロから1の間にて変化し、トルク比 t が2から1の間にて変化すると、出力軸11にクランク軸12の4倍から2倍の間の高トルクが伝わって、当該車両は低速・登坂走行する。なお、この場合には、第2油圧クラッチ52が非作動状態とされているため、無段変速装置40において両プーリ41、42は回転速度比 $e^*=e^*_{\min}=1/2$ にて空転している。

また、当該車両を通常走行すべく上記N位置にあるシフトレバーをD位置に操作すると、トルクコンバータ20のコンバータレンジAにおいては、上記したシフトレバーのI位置における作動と同様に、当該車両は発進し、低速走行する。しかし、この場合には、トルクコンバータ20の変換点Pにおいて両油圧クラッチ51、52の切換がなされ、トルクコンバータ20のカツプリングレンジBにおいて、油圧クラッチ52、66が作動状態とされる一方、第1油圧クラッチ51及び油圧ブレーキ67が非作動状態とされ、また無段変速装置40における制御機構の作動が有効とされて e^* が $1/2 \sim 2$ の範囲内にて当該車両の運転状態に応じて変化し、出力軸11にクランク軸12の2倍 $\sim 1/2$ 倍のトルクが伝わって、当該車両は中・高速走行する。この中・高速走行時において、減速歯車列30はワンウェイクラッチ34の作用によりフリーとなつている。ところで、上記した両油圧クラッチ51、52の切換時においては、無段変速装置40の回転速度比 e^* が減速歯車列30の減速比 TD_{30} の逆数 $1/2$ と同じ値 $1/2=e^*_{\min}$ とされていて、副軸15の回転速度 ω_{15} ($\omega_{15}=\omega_{13} \times 2$) と入力軸10の回転速度 ω_{10} ($\omega_{10}=\omega_{13} \times 2$) が同一回転速度であるため、切換(変速)ショックは生じない。

また、当該車両を後退させるべく上記N位置にあるシフトレバーをR位置に操作すると、油圧クラッチ51、67が作動状態とされ、クランク軸12のトルクTが、上記I位置における場合と同様に、トルクコンバータ20及び減速歯車列30にて $4T$ から $2T$ 間の高トルクとされて出力軸11

に伝わり、これが遊星歯車装置60にて逆転され、終減速機を介してフロントアクセルに伝わって、当該車両は後退する。

以上のごとく、本実施例においては、シフトレバーがI位置及びR位置に操作されている場合、クランク軸12のトルクTがトルクコンバータ20及び減速歯車列30にて4T~2T間の高トルクとされて出力軸11に伝わり、これが遊星歯車装置60及び終減速機を介してフロントアクセルに伝わるため、良好な発進・登坂性能及び後退性能が得られる。また、シフトレバーがD位置に操作されている場合、クランク軸12のトルクTが、トルクコンバータ20及び減速歯車列30にて4T~2Tのトルクとされ、またトルクコンバータ20及び無段変速装置40にて2T~1/2Tのトルクとされて変速ショックなく出力軸11に伝わり、この広範囲の連続したトルク4T~1/2T

(変速比)が遊星歯車装置60及び終減速機を介してフロントアクセルに伝わるため、良好な加速及び高速性能並びに良好な走行フィーリングが得られることは勿論のこと、燃料消費量の少ない最適な経済的走行を得ることができる。この経済的走行は、ロックアップクラッチ21が作動状態とされることにより、効果的になされる。また本実施例においては、トルクコンバータ20のカップリングレンジBにおいてのみ、無段変速装置40が動力を伝達し、発進・登坂・後退時のごとく入力軸10に高トルクが伝わる時には動力を伝達しないため、無段変速装置40の各構成部材の強度を不必要に高める必要はなく、無段変速装置40の小型・軽量化が可能である。

なお、上記実施例においては、出力軸11の図示左端をケースから突出させ、この突出端に遊星歯車装置60を連結して、本発明による自動変速機をフロントエンジン・フロントドライブ型式の自動車用変速機として使用するに適した構成の自動変速機 TM_1 とした例について説明したが、出力軸11の図示右端をケースから突出させ、この突出端に遊星歯車装置60を連結して本発明による自動変速機をフロントエンジン・リヤドライブ型式の自動車用変速機として使用するに適した構成の自動変速機とすることも可能である。

第3図は、第1実施例の変形例を示していて、この変形例においては、第1油圧クラッチ51が

中間軸13と中間歯車33間に設けられ、第2油圧クラッチ52が出力軸11と従動プーリ42が組付けられている副軸14A間に設けられ、また遊星歯車装置60Aが自動変速機内に組込まれている。その他の構成は第1実施例と同じであり、また作動・効果は第1実施例と同じであるため、その説明は省略する。

第4図は本発明の第2実施例を示していて、本発明による変速機 TM_2 をフロントエンジン・リヤドライブ型式の自動車用変速機として使用した例を概略的に示している。この変速機 TM_2 においては、第1油圧クラッチ51及び二軸形減速歯車列130からなる第1動力伝達系、又は第2油圧クラッチ52及び反転同速歯車列170及び無段変速装置40からなる第2動力伝達系により入力軸110と出力軸111が動力伝達可能に連結される構成となつている。

減速歯車列130は、入力軸110上に回転自在に組付けられ第1油圧クラッチ51により入力軸110に動力伝達可能に接続される小径の入力歯車131と、出力軸111に出力軸111への動力伝達を可能とするワンウェイクラッチ134を介して組付けられ入力歯車131に常時噛合する大径の出力歯車132からなる。この減速歯車列130においては、減速比 TD_{130} ($TD_{130} = r_{132}/r_{131}$ 、但し、 r_{131} :入力歯車131の半径、 r_{132} :出力歯車132の半径)が2に設定されていて、出力軸111が入力軸110に対して反対方向に1/2倍の速度にて回転される。

反転同速歯車列170は、入力軸110上に回転自在に組付けられ第2油圧クラッチ52により入力軸110に動力伝達可能に接続される入力歯車171と、副軸114に一体的に設けられて入力歯車171に常時噛合する入力歯車171と同径の出力歯車172からなり、入力軸110の回転は反転され同速にて副軸114に伝わる。

その他の構成は、上記第1実施例と同じであるため、同一部材に同一符号を付してその説明は省略する。なお、遊星歯車装置60のサンギヤ軸61は終減速機を介してリヤアクセルに連結されている。また、この第2実施例においては、出力軸111の回転が入力軸110の回転とは反対方向の回転として取り出されること以外は第1実施例の作動・効果と実質的に同じ作動・効果が得られ

る。

以上詳述したように、本発明においては、自動変速機を、

入出力トルク比を入出力速度比に応じて1を超える設定値から1の間で順次変化させるコンバータレンジと、入出力トルク比を1で略一定に保持するカップリングレンジを、変換点を境として連続的に有するトルクコンバータ、

このトルクコンバータが組付けられる入力軸に動力伝達可能に接続される入力歯車と出力軸に動力伝達可能に接続される出力歯車を備えて、前記入力軸と出力軸を動力伝達可能に接続する減速歯車列、

この減速歯車列を含み前記入力軸から出力軸に至る第1動力伝達系中に設けられて、前記トルクコンバータのコンバータレンジにおいて動力伝達可能状態とされ、前記トルクコンバータのカップリングレンジにおいて動力伝達不能状態とされる第1動力断続手段、

前記減速歯車列と並列的に設けられ、前記入力軸に動力伝達可能に接続される可変ピッチ型駆動プーリと、この駆動プーリに無端ベルト又はチェーンを介して連結されかつ前記出力軸に動力伝達可能に接続される可変ピッチ型従動プーリを備えて、前記入力軸と出力軸を前記減速歯車列によって得られる減速比より小さい値で設定範囲内の減速比にて動力伝達可能に接続する無段変速装置、

この無段変速装置を含み前記入力軸から出力軸に至る第2動力伝達系中に設けられて、前記トルクコンバータのコンバータレンジにおいて動力伝達不能状態とされ、前記トルクコンバータのカップリングレンジにおいて動力伝達可能状態とされる第2動力断続手段、

を具備してなる構成とし、かつ前記無段変速装置の最大減速比と前記減速歯車列の減速比を一致させたので、

① トルクコンバータのコンバータレンジにおいて得られる最大トルク比（1を超える設定値）と減速歯車列の減速比によって決定される変速比（当該変速機の最大減速比）からトルクコン

バータのカップリングレンジにおいて得られるトルク比（1で略一定）と無段変速装置の最小減速比によって決定される変速比（当該変速機の最小減速比）までの広範囲の連続した変速比を変速ショックなく得ることができ、良好な発進・加速及び高速性能並びに良好な走行フィーリングを得ることができる。

② ①の作用効果を得るための動力伝達構成要素が、トルクコンバータ、減速歯車列、第1動力断続手段、無段変速装置、第2動力断続手段の5要素であるため、当該自動変速機をコンパクトに構成することができる。

③ トルクコンバータのカップリングレンジにおいてのみ、無段変速装置が動力を伝達し、トルクコンバータがコンバータレンジにあつて入力軸に高トルクが伝わる時には動力を伝達しないため、無段変速装置の各構成部材の強度を不必要に高める必要はなく、無段変速装置の小型・軽量化を図ることができる。

④ 車両の全走行中の大部分を占める中・高速走行時に、無段変速装置によって得られる設定範囲内の減速比にて、燃料消費量の少ない最適な走行が可能であり、経済的走行が可能である。

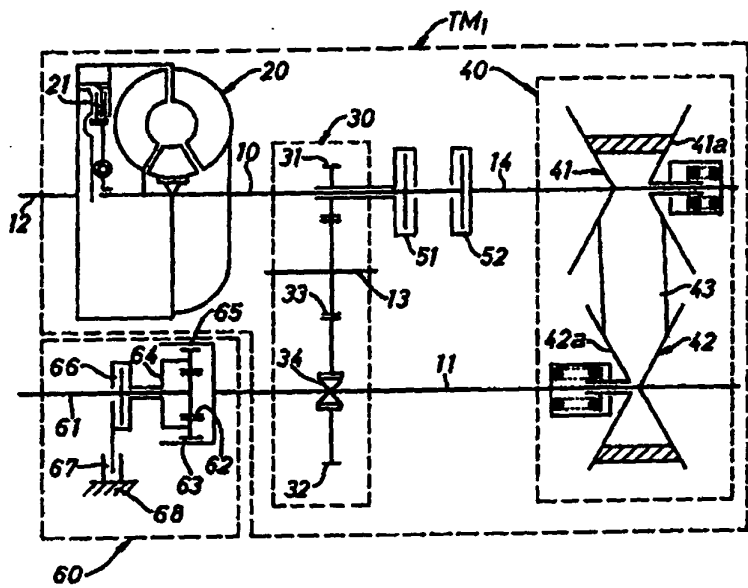
といった作用効果が期待できる。

【図面の簡単な説明】

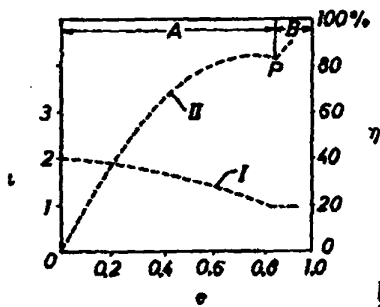
第1図は本発明の第1実施例を示すスケルトン図、第2図は第1図に示したトルクコンバータの特性線図、第3図は第1実施例の変形例を示すスケルトン図、第4図は本発明の第2実施例を示すスケルトン図である。

符号の説明、10……入力軸、11……出力軸、20……トルクコンバータ、30……減速歯車列、31……入力歯車、32……出力歯車、40……無段変速装置、41……可変ピッチ型駆動プーリ、42……可変ピッチ型従動プーリ、43……無端Vベルト、51……第1油圧クラッチ（第1動力断続手段）、52……第2油圧クラッチ（第2動力断続手段）、A……コンバータレンジ、B……カップリングレンジ、TM₁……自動変速機。

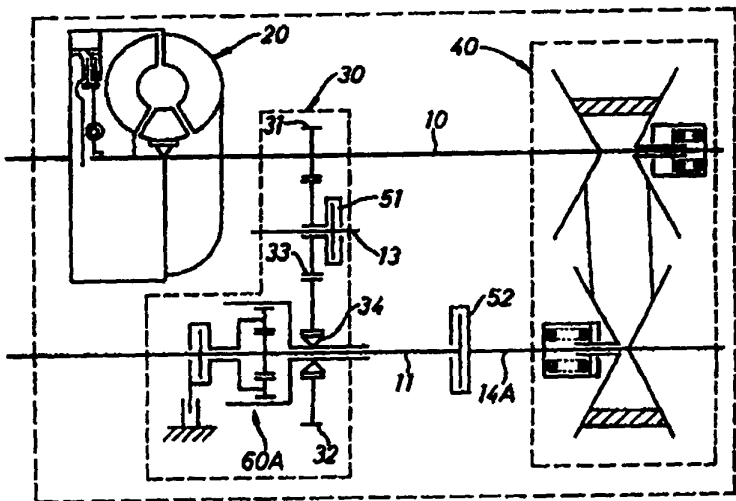
第 1 図



第 2 図



第 3 図



第 4 図

